

【発明の名称】 動力伝達装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力軸と出力軸を備えた動力伝達装置において、

5 前記動力伝達装置の動力伝達経路上の動力伝達機構として、僅少の歯数差の外歯及び内歯を有する外歯歯車及び内歯歯車を有する内接噛合遊星歯車機構を複数系統備え、且つこのうち少なくとも2系統の内接噛合遊星歯車機構が、動力伝達経路上で並列に配置されると共にそれぞれの動力伝達特性が互いに異なっていることを特徴とする動力伝達装置。

10 【請求項2】

請求項1において、

前記2系統の内接噛合遊星歯車機構の互いに異なっている動力伝達特性の要素が、各系統における回転系の回転抵抗、剛性、バックラッシュのうちの少なくとも1つであることを特徴とする動力伝達装置。

15 【請求項3】

請求項2において、

前記2系統の内接噛合遊星歯車機構のうち、一方の系統が他方の系統より剛性が低く且つバックラッシュが小さく設定されていることを特徴とする動力伝達装置。

20 【請求項4】

請求項3において、

前記一方の系統が前記他方の系統より剛性が低く且つバックラッシュが小さく、更に回転抵抗が大きく設定されていることを特徴とする動力伝達装置。

25 【請求項5】

請求項1において、

前記2系統の内接噛合遊星歯車機構の対応する摺動部の摺動態様に差異を持たせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項6】

30 請求項5において、

前記2系統の内接噛合遊星歯車機構のうち、一方の系統が前記摺動部に摺動促進部材を備えず、他方の系統が対応する摺動部に摺動促進部材を備えたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項7】

35 請求項6において、

前記2系統の内接噛合遊星歯車機構が、それぞれ前記外歯歯車を揺動させるための起振体を備え、且つ一方の系統が起振体と外歯歯車との間に摺動促進部材としての軸受を備えず、他方の系統が対応箇所に摺動促進部材としての軸受を備えた

ことを特徴とする動力伝達装置。

5 【請求項8】

請求項6において、

前記2系統の内接噛合遊星歯車機構が、それぞれ前記外歯歯車に形成された内ピン孔と該内ピン孔に遊嵌する内ピンを備え、且つ一方の系統が内ピンの外周に摺動促進部材としての内ローラを備えず、他方の系統が対応箇所に摺動促進部材としての内ローラを備えた

10 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項9】

請求項6において、

前記2系統の前記内歯歯車の内歯が、それぞれ円弧溝と該円弧溝に回転自在に配置された外ピンによって形成され、且つ一方の系統が外ピンの外周に摺動促進部材としての外ローラを備えず、他方の系統が対応箇所に摺動促進部材としての外ローラを備えた

15 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項10】

請求項6において、

前記2系統の内接噛合遊星歯車機構のそれぞれ対応する摺動部のうち、一方の系統が摺動部に摺動促進部材としてのコーティング材を備えず、且つ他方が系統の対応摺動部に摺動促進部材としてのコーティング材を備えた

20 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項11】

請求項5において、

25 前記2系統の内接噛合遊星歯車機構のそれぞれ対応する摺動部の双方に前記摺動促進部材を配置すると共に、配置する摺動促進部材の種類を異ならせた

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項12】

請求項11において、

30 前記2系統の内接噛合遊星歯車機構が、それぞれ前記外歯歯車を揺動させるための起振体とを備え、このうち一方の系統の起振体と外歯歯車との間に摺動促進部材として滑り軸受を配置すると共に、他方の系統の該当箇所には摺動促進部材としてころ又は玉軸受を配置した

35 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項13】

請求項 1 1において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構が、それぞれ前記該外歯歯車に形成された内ピン孔と該内ピン孔に遊嵌する内ピンをそれぞれ備え、このうち一方の系統の内ピンの外周に、自身の外周面の全面において内ピン孔に内接可能な内ローラを前記摺動促進部材として配置すると共に、他方の系統の内ピンの外周に、自身の内周面と外周面とが同軸で、且つ該外周面の一部において内ピン孔に内接可能な内ローラを前記摺動促進部材として配置したことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 1 4】

請求項 1 1において、

10 前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構のそれぞれの摺動部に配置する前記摺動促進部材の材質をそれぞれ異ならせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 1 5】

請求項 5において、

15 前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構が、それぞれ前記外歯歯車を揺動させるための起振体を備え、該起振体と外歯歯車との間の摺動部の摺動態様に差異を持たせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 1 6】

請求項 5において、

20 前記 2 系統の前記内接噛合遊星歯車機構が、それぞれ前記外歯歯車に形成された内ピン孔と該内ピン孔に遊嵌する内ピンを備え、該内ピン孔と内ピンとの間の摺動部の摺動態様に差異を持たせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 1 7】

25 請求項 5において、

前記 2 系統の前記内歯歯車の内歯が、それぞれ円弧溝と該円弧溝に回転自在に配置された外ピンによって形成され、且つ該円弧溝と外ピンとの間の摺動部の摺動態様に差異を持たせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 1 8】

請求項 1において、

前記 2 系統の前記外歯歯車の外歯と内歯歯車の内歯との噛合態様に差異を持たせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 1 9】

35 請求項 1 8において、

前記2系統の前記内歯歯車の内歯の構造を一方の系統と他方の系統とで異ならせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項20】

請求項19において、

5 前記2系統の前記内歯歯車の内歯がそれぞれ外ピンで形成されており、一方の系統の外ピンが円筒、他方の系統の外ピンが円柱で形成されていることを特徴とする動力伝達装置。

【請求項21】

請求項19において、

10 前記2系統の前記内歯歯車の内歯がそれぞれ外ピンで形成されており、それぞれの系統の外ピンの材質が互いに異なっていることを特徴とする動力伝達装置。

【請求項22】

請求項19において、

15 前記2系統の前記内歯歯車の内歯がそれぞれ外ピンで形成されており、それぞれの系統の外ピンの外径が互いに異なっていることを特徴とする動力伝達装置。

【請求項23】

請求項19において、

20 前記2系統の前記内歯歯車の内歯がそれぞれ外ピンで形成されており、それぞれの系統の外ピンの保持構造が互いに異なっていることを特徴とする動力伝達装置。

【請求項24】

請求項18において、

25 前記外歯歯車の外歯の構造を一方の系統と他方の系統とで異ならせたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項25】

請求項24において、

前記外歯歯車のそれぞれの外歯部分の表面処理を一方の系統と他方の系統とで異ならせた

30 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項26】

請求項24において、

前記外歯歯車のそれぞれの外歯の歯形を一方の系統と他方の系統とで異ならせた

35 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 27】

請求項 18において、

前記外歯歯車の外歯と内歯歯車の内歯との噛合隙間を一方の系統と他方の系統とで異な
らせた

5 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 28】

請求項 27において、

前記一方の系統が他方の系統より、前記噛合隙間が小さく、且つ前記内歯の剛性が低く
設定された

10 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 29】

請求項 18において、

前記外歯歯車の外歯と内歯歯車の内歯との接触面積を一方の系統と他方の系統とで異な
らせた

15 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 30】

請求項 29において、

前記一方の系統が他方の系統より、前記接触面積が大きく、且つ前記内歯の剛性が低く
設定された

20 ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 31】

請求項 1において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構のそれぞれの外歯歯車が、共通の出力軸から片持ち
状態で支持された内ピンによってそれぞれ支持され、該出力軸側に配置された方の系統の
25 外歯歯車の支持剛性を反出力軸側に配置された方の系統の外歯歯車の支持剛性より高くし
た

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 32】

請求項 1において、

30 前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構の内歯歯車と外歯歯車の歯数差に差異を持たせた
ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 33】

請求項 32において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構のうち、一方の系統の内歯歯車と外歯歯車の歯数差
35 が 1、他方の系統の歯数差が 2 に設定されている

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 3 4】

請求項 1において、

前記 2 系統の前記外歯歯車の外歯の歯数がそれぞれ異なっており、且つそれとの内歯
5 の歯数が、各系統が同一の変速比となる歯数に設定されていることにより、前記動力伝達
特性を異ならせた

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 3 5】

請求項 3 4において、

10 前記 2 系統の前記内歯歯車のそれぞれの内歯が、各系統で同一数の外ピンをベースとして構成され、一方の系統を構成する外ピンにのみ外ローラを配置することにより、一方の系統の内歯の歯数を該外ローラの配置された外ピンの数、他方の系統の内歯の歯数を全外
ピンの数に、それぞれ設定した

ことを特徴とする動力伝達装置。

15 【請求項 3 6】

請求項 3 5において、

前記外ピンが、各系統で同一数で、且つ同一径に設定されている

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 3 7】

20 請求項 1において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構の内歯歯車および外歯歯車のうち、揺動する方の歯
車の偏心量に差異を持たせた

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 3 8】

25 請求項 1において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構の対応する部分の一部または全部の材質にそれぞれ
差異を持たせた

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 3 9】

30 請求項 1において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構を、共通の入力軸、キャリヤ、及び出力軸に対し、
外歯歯車及び内歯歯車を一方の系統用と他方の系統用に 2 種類用意して並列に配置するこ
とによって構成した

ことを特徴とする動力伝達装置。

35 【請求項 4 0】

請求項 1において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構は、共通の外歯歯車、共通の内歯歯車の本体を備え
、前記共通の内歯歯車本体の内歯を一方の系統用と他方の系統用に 2 種類配置した
ことを特徴とする動力伝達装置。

5 【請求項 4 1】

請求項 4 0において、

前記一方の系統用の内歯と他方の系統用の内歯が、前記内歯歯車本体の円周方向に交互
に配置されている

ことを特徴とする動力伝達装置。

10 【請求項 4 2】

請求項 4 0において、

前記一方の系統用の内歯の歯数と他方の系統用の内歯の歯数が異なっている
ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 4 3】

15 請求項 1において、

前記 2 系統の内接噛合遊星歯車機構は、共通の外歯歯車、共通の内歯歯車を備え、前記
外歯歯車に内ピン孔を一方の系統用と他方の系統用に 2 種類形成すると共に、キャリヤを
構成する内ピン又は内ローラを一方の系統用と他方の系統用に 2 種類配置した
ことを特徴とする動力伝達装置。

20 【請求項 4 4】

請求項 4 3において、

一方の系統用の内ピンまたは内ローラと他方の系統用の内ピンまたは内ローラが円周方
向に交互に配置されている

ことを特徴とする動力伝達装置。

25 【請求項 4 5】

請求項 4 4において、

一方の系統用の内ピンまたは内ローラの本数と他方の系統用の内ピンまたは内ローラの
本数が異なっている

ことを特徴とする動力伝達装置。

30

【書類名】 明細書

【発明の名称】 動力伝達装置

【技術分野】

本発明は、動力伝達装置に関する。

5 **【背景技術】**

コンベヤ、産業用ロボットの関節、昇降機などの各種機械装置（被駆動装置）を駆動する場合、駆動源との間に動力伝達装置が介在・配置される。動力伝達装置は、駆動源から出力される動力を減速したり、トルクを増大させたり、あるいは回転の軸方向を変更したりする目的で使用される。このような動力伝達装置として僅少の歯数差を有する外歯歯車

10 および内歯歯車等からなる内接噛合遊星歯車機構が知られている。
内接噛合遊星歯車機構の具体的な構造としては、外歯歯車または内歯歯車の一方を他方に対して搖動させる搖動内接噛合構造（例えばU S P 6, 4 4 0, 0 3 0公報参照）
、あるいは可撓性のある外歯歯車が半径方向内側に配置された橢円形の波動発生器によつて撓まされながら内歯歯車と噛合する撓み噛み合い式の内接噛合構造等が提案されている

15 。
ところで、例えば、ワインチ、シートシャッター等の巻上装置やコンペア等に適用される動力伝達装置の場合、被駆動装置側から重力、人力など、何らかの外力が加えられても、該外力によって出力軸が逆方向に回転しない機能が要求される。いわゆる逆転防止機能と呼ばれる機能である。

20 逆転防止機能を有する動力伝達装置としては、逆転防止用のボルトやブレーキ等を用いて当該機能を実現するものが多く提案されているが、装置本体とは別に、逆転防止機能を実現するための特別な機構を必要とするため、装置の大型化、或いはコスト高を誘引するという問題がある。そこで、動力伝達機構自体に逆転防止機能を持たせたセルフロック機能付きの動力伝達装置も種々提案されている。

25 セルフロック機能を有する代表的な動力伝達機構としては、ウォームギヤを用いた伝達機構がある。しかしながら、ウォームギヤを用いた伝達機構は伝達効率が低く、エネルギーのロスが大きい（消費電力が大きい）という問題がある。ウォームギヤを用いた伝達機構に限らず、一般に、セルフロック機能を持たせた動力伝達機構は伝達効率が低い。

30 しかも、セルフロック機能を高めるには、通常、動力伝達装置を構成する部材の回転抵抗を大きく設定するが、この場合、セルフロック機能の向上は図れるものの、同時に、正方向への回転抵抗も増大する結果となる。即ち、セルフロック機能を充実させようとすればするほど、通常運転時の運転効率が低くなるという傾向がある。高いセルフロック機能を得るには、より大容量のモータが必要となり、消費電力はますます大きくなってしまう。

35 このように、セルフロック機能の充実と運転効率の向上（消費電力の低減）は表裏一体

の関係にあり、現実的には、具体的な装置の特性に合わせて両者の妥協点を見出して設計しているというのが実情である。

このほか、起動時あるいは加速時（高負荷時）の高トルク、高伝達容量化と、定常運転時（軽負荷時）の低騒音、低振動化も、設計上相反する要求である。

5 自動クラッチや自動変速機構などを利用して、動力伝達機構の伝達経路や変速比を状況に合わせて自動的に変更するようにすれば、こうした相反する要求でも、その両者を満足させることは可能であるが、装置はそれだけ複雑となり、高コスト化が避けられない。

【発明の開示】

10 **【発明が解決しようとする課題】**

本発明は、このような実情に鑑みてなされたものであって、特に、このような相反する要求を、簡単な構成且つ低コストで自動的に満足させることのできる動力伝達装置を提供することをその課題としている。

【課題を解決するための手段】

15 本発明では、上記課題を解決するために、入力軸と出力軸を備えた動力伝達装置において、前記動力伝達装置の動力伝達機構として、僅少の歯数差の外歯及び内歯を有する外歯歯車及び内歯歯車を有する内接噛合遊星歯車機構を複数系統備える。また、このうち少なくとも2系統の内接噛合遊星歯車機構が、動力伝達経路上で並列に配置されると共にそれぞれの動力伝達特性が互いに異なっている。

20 本発明において、「動力伝達経路上で並列に備える」とは、共通の（同一の）部材の間に、動力の伝達され得る経路が複数存在するということである。必ずしも入力軸と出力軸の間ににおいて完全に独立した経路が複数存在する必要はない。ちなみに、「動力伝達経路上で直列に備える」とは、ある経路を経た後に他の経路を通ることを言う。

25 なお、並列に存在する経路は3以上あってもよい。この内少なくとも2系統において互いに動力伝達特性に差異が存在するように設計されていれば、本発明の範疇に含まれる。

ピッチ円径（歯車の大きさ）、歯幅、歯厚、モジュール、歯形、硬度、表面粗さ、摺動抵抗（摩擦係数）、あるいは回転支持等の仕方の各系統毎の差別化は、本発明で言う動力伝達性の要素（例えば回転系の回転抵抗、剛性、あるいはバックラッシ等）を差別化するための具体的な構成として機能し得る。

30 伝達容量を増大するために動力伝達特性が同一の内接噛合遊星歯車機構を複数系統並列に配置した動力伝達装置は公知であり、また、高減速比を得るために動力伝達特性の異なる内接噛合遊星歯車機構を複数系統直列に配置した動力伝達装置も公知である。

これに対し、本発明では、複数系統の内接噛合遊星歯車機構を動力伝達経路上で並列に備え、且つ各系統の動力伝達特性に敢えて差異を持たせている。

35 これにより、その時の運転状況に応じて、当該複数存在する内接噛合遊星歯車機構のう

ち一方のみの系統が動力伝達に寄与したり、他方のみの系統が動力伝達に寄与したり、あるいは両系統が共に動力伝達に寄与したりする状況を、自動的に形成することができるようになる。しかも、その変化を徐々に行わせることができる。具体的な構成例については後に詳述する。

5 例えは、停止時のセルフロック機能と運転時の回転円滑性を両立させるためには、設計次第で高いセルフロック機能を確保し得る可能性を有していなければならず、また、設計次第で高い回転効率を実現し得る可能性を有していなければならない。本発明では内接噛合遊星歯車機構を採用することにより1段で高い減速比を得ることができ、各摺動部の摩擦抵抗を小さくすることにより高い回転効率を得ることができる。その一方で、各摺動部の摩擦抵抗を大きくしたり、或いは敢えて一部の素材の剛性を低くして変形しやすくすることにより、高いセルフロック機能が得られるように設計することができる。また、軽負荷時において低騒音且つ低振動の特性を有しており、バックラッシも小さい。特に、後述するように、剛性を敢えて低くして各部材が変形し易いように設計した場合には、ほぼバックラッシゼロの状態を容易に形成することもできる。設計上バックラッシを大きくするのは容易であることから、バックラッシの大小に関しても、意図した設計を実現し易い。更に動力伝達に寄与する内歯と外歯の噛合本数や噛合時の接触面積の調整に対する設計の自由度も大きく、伝達容量に関しても管理・調整が容易である。

【発明の効果】

20 本発明は、このように、基本性能が高く、設計の柔軟性があり、且つ設計の変更に対して得られる効果が顕著に変化する特性を持たせた内接噛合遊星歯車機構を、動力伝達経路上で並列に配置し、その上で各系統の動力伝達特性に差異を与えて所定の機能を意図的に振り分けるようにしたため、所定の条件が整ったときに特定の系統がより積極的に動力伝達に寄与するように設計することができる。その結果、相反する要求を合理的且つ効果的に両立させることができる。

25 【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の実施形態に係る動力伝達装置の側断面図

【図2】

図1におけるII-II線に沿う断面図

【図3】

図1におけるIII-III線に沿う断面図

【図4】

本発明の実施形態の例に係る動力伝達装置を走行台車の車輪駆動に適用した実施例を示した図

35 【図5】

本発明の実施形態の他の例に係る動力伝達装置の側断面図

【図6】

図5におけるVI-VI線に沿う断面図

【図7】

5 図5におけるVII-VIII線に沿う断面図

【図8】

本発明の実施形態の更に他の例に係る動力伝達装置の側断面図

【図9】

図4におけるIX-IX線に沿う断面図

10 【図10】

図4におけるX-X線に沿う断面図

【図11】

本発明の実施形態の更に他の例に係る動力伝達装置を適用したギヤドモータの側断面図

【図12】

15 本発明の実施形態の更に他の例に係る動力伝達装置の側断面図

【図13】

図12におけるXIII-XIII線に沿う断面図

【図14】

本発明の実施形態の更に他の例に係る動力伝達装置の側断面図

20 【図15】

本発明の実施形態の更に他の例に係る動力伝達装置を走行台車の車輪駆動に適用した実施例を示した図

【図16】

本発明の実施形態の更に他の例に係る動力伝達装置の側断面図

25 【図17】

図16におけるXVI-XVI線に沿う断面図

【図18】

図17中のXVIIIで示す内歯歯車の一部分の拡大図

【図19】

30 本発明の実施形態の更に他の例に係る動力伝達装置の側断面図

【発明を実施するための最良の形態】

以下、本発明の実施形態の例を図面に基づいて説明する。

図1は、本発明の実施形態の例に係る動力伝達装置300の側断面図である。

35 動力伝達装置300は、入力軸302と出力軸306と、第1の動力伝達機構である第

1内接噛合遊星歯車機構100と、第2の動力伝達機構である第2内接噛合遊星歯車機構200と、を備えている。該動力伝達装置300は、入力軸302から入力される動力を、前記第1、第2内接噛合遊星歯車機構100、200及び出力軸306を介して図示せぬ相手機械(被駆動装置)に伝達が可能である。

5 前記入力軸302は、軸受330、332によって回転自在に両持ち支持されており、
軸心し1を中心に回転可能である。

前記出力軸306は、軸受334、336によって回転自在に支持されており、前記入力軸302と同じ軸心L1を中心に回転可能である。

10 又、これら入力軸302及び出力軸306の間には、動力伝達特性を相異ならせた第1内接噛合遊星歯車機構100と第2内接噛合遊星歯車機構200が動力伝達経路上で並列に配置されている。なお、「動力伝達経路上で並列に配置」とは、共通の部材である入力軸302及び出力軸306の間に、動力の伝達され得る経路が2系統配置されていることを意味する。ちなみに、「動力伝達経路上で直列に備える」とは、ある動力伝達系路を経た後に他の経路を通ることをいい、例えは一度減速した後に更に減速する様な二段型減速機構をいう。

図2、図3は、それぞれ第1内接噛合遊星歯車機構100及び第2内接噛合遊星歯車機構200を示した図であり、図2は図1中におけるII-II線に沿う断面図、図3は図1中におけるIII-III線に沿う断面図である。

における111-111線に沿う断面図である。
図1、図2に示すように、第1内接歯合遊星歯車機構100は、僅少の歯数差を有する
第1外歯歯車102及び第1内歯歯車104と、偏心体(起振体)106と、滑り軸受(20
第1の摺動促進部材)110とを備えている。

該偏心体 106 は、軸心 L1 に対して偏心した外周を有している。又、偏心体 106 は前記入力軸 302 の軸受 330、332 間の外周に、後述する第 2 内接噛合遊星歯車機構 200 の偏心体 206 と所定位相差（この例では 180° ）をもって設けられている。

前記第1内歯歯車104は、ケーシング312の内周面に複数形成された円弧溝312aに円筒状の外ピン104aが嵌合した構造で、これら外ピン104aが内歯を形成している。又、該第1内歯歯車104の外周方向には、ケーシング312にリング状の溝108が形成されている。

30 前記第1外歯歯車102は、外周にトロコイド歯形や円弧歯形等の外歯を有しており、
前記第1内歯歯車104の外ピン104aと内接噛合している。又、該第1外歯歯車10
2は、該第1外歯歯車102と偏心体106の間に設けられた滑り軸受110を介して偏
心体106に嵌合され、該偏心体106の回転に伴なって揺動回転可能である。更に、第
1外歯歯車102には内ローラ孔102aが複数個設けられ、キャリヤを構成する内ピン
308及び内ローラ310が、各ローラ孔102aを貫通している。なお、図1に示すよ

うに該内ピン308の一端308aは、前記出力軸306によって片持ち支持されている。

一方、図1、図3に示すように、第2内接噛合遊星歯車機構200は、僅少の歯数差を有する第2外歯歯車202及び第2内歯歯車204と、偏心体206と、ころ軸受(或いは玉軸受：摺動部に配置された高機能の第2の摺動促進部材)210とを備えている。

5 は玉軸受：摺動部に配置された高機能の第2の摺動促進部材)210とを備えている。
該偏心体206は、軸心L1に対して偏心した外周を有している。又、偏心体206は、前記入力軸302の軸受330、332間の外周に前記第1内接噛合遊星歯車機構100の偏心体106と所定位相差をもって設けられている。

前記第2内歯歯車204は、ケーシング312の内周面に複数形成された円弧溝312

10 aに外ピン204aが嵌合した構造で、これら外ピン204aが内歯を形成している。

前記第2外歯歯車202は、外周にトロコイド歯形や円弧歯形等の外歯を有しており、前記第2内歯歯車204の円筒状の外ピン204aと内接噛合している。又、該第2外歯歯車202は、該第2外歯歯車202と偏心体206の間に設けられたころ軸受210を介して偏心体206に嵌合され、該偏心体206の回転に伴なって揺動回転可能である。更に、第2外歯歯車202には内ローラ孔202aが複数個設けられ、内ピン308及び内ローラ310が、各ローラ孔202aを貫通している。

15 図1に示すように、内ピン308及び内ローラ310は、第1外歯歯車102の各ローラ孔102a及び第2外歯歯車202の各ローラ孔202aをそれぞれ貫通しており、第1外歯歯車102及び第2外歯歯車202の自転成分を該内ピン308を介して前記出力軸306に伝達可能である。なお、第2外歯歯車202は第1外歯歯車102よりも出力軸306側、即ち、該出力軸306に片持ち支持された内ピン308の一端308aに近い位置に配置されている。

又、第1内接噛合遊星歯車機構100における偏心体106と滑り軸受110との隙間S11、滑り軸受110と第1外歯歯車102との隙間S12、内ピン310と内ローラ310との隙間S13、内ローラ310と第1外歯歯車102との隙間S14、第1外歯歯車102と第1内歯歯車104との隙間S15は、第2内接噛合遊星歯車機構200における偏心体206ところ軸受210との隙間S21、ころ軸受210と第2外歯歯車202との隙間S22、内ピン308と内ローラ310との隙間S23、内ローラ310と第2外歯歯車202との隙間S24、第2外歯歯車202と第2内歯歯車204との隙間S25よりもそれぞれ小さく設計されている($S_{11} < S_{21}$, $S_{12} < S_{22}$, $S_{13} < S_{23}$, $S_{14} < S_{24}$, $S_{15} < S_{25}$)。なお、現実には必ずしも全ての隙間にについてこの大小関係が成立する必要はない。

即ち、入力軸302及び出力軸306に対する第1内接噛合遊星歯車機構100のバックラッシ量は、第2内接噛合遊星歯車機構200のバックラッシ量よりも小さくなっている。

この実施形態では、共通の入力軸302、共通のキャリヤ（内ピン308及び内ローラ310）、及び共通の出力軸306を有すると共に、外歯歯車及び内歯歯車を一方の系統用（第1外歯歯車102及び第1内歯歯車104）と他方の系統用（第2外歯歯車202及び第2内歯歯車204）に2種類用意し、これらを2種類の摺動促進体110、210を介して入力軸302とキャリヤとの間で並列に配置することにより、並列2系統の内接噛合遊星歯車機構を構成している。

次に、動力伝達装置300の作用について説明する。

入力軸302が軸心L1を中心に回転すると、該入力軸302の外周に設けられた偏心体106、206がそれぞれ回転する。該偏心体106、206の回転により、第1、第10 2外歯歯車102、202も入力軸302の周りで揺動回転を行なおうとするが、第1、第2内歯歯車104、204によってその自転が拘束されているため、第1、第2外歯歯車102、202は、第1、第2内歯歯車104、204に内接しながらほとんど揺動のみを行なうことになる。

この第1、第2外歯歯車の回転は、内ローラ孔102a、202aと、内ピン308及び内ローラ310との隙間によってその揺動成分が吸収され、自転成分のみが出力軸306を介して相手機械へと伝達される。

上記実施形態に係る動力伝達装置300は、変速機構が同一の動力伝達機構である、第1内接噛合遊星歯車機構100及び第2内接噛合遊星歯車機構200を並列に備えると共に、各々の動力伝達機構における第1、第2外歯歯車102、202や第1、第2内歯歯車104、204等の回転部材（回転系）のa)回転抵抗、b)剛性、c)バックラッシュを動力伝達特性の要素とし、各要素に差異を設けることにより、第1内接噛合遊星歯車機構100と第2内接噛合遊星歯車機構200の動力伝達特性の差異を具現したものである。

即ち、「回転抵抗」については、第1内接噛合遊星歯車機構100の第1外歯歯車102と偏心体106との摺動部には（摺動促進機能がそれほど高くない第1の摺動促進部材としての）滑り軸受110を配置する一方で、第2内接噛合遊星歯車機構200の第2外歯歯車202と偏心体206との摺動部には（摺動促進機能が高い第2の摺動促進部材としての）ころ軸受210を配置することにより、第1内接噛合遊星歯車機構100と第2内接噛合遊星歯車機構200の回転抵抗に差異を設けている。このように、各動力伝達機構の回転抵抗に差異を設けているため、第1内接噛合遊星歯車機構100は回転抵抗が大きく、逆転防止機能性が高いという特性を有するのに対して、第2内接噛合遊星歯車機構200は回転抵抗が小さく、回転円滑性が高いという特性を有している。

又、「剛性」については、第1内接噛合遊星歯車機構100の第1内歯歯車104の外周方向には、ケーシング312にリング状の溝108を形成する一方で、第2内接噛合遊星歯車機構200の第2内歯歯車204の外周方向には当該溝を形成せず、該外ピン20

4 a の全体をケーシング 3 1 2 の内周面に複数形成された円弧溝 3 1 2 a で直接保持することにより、第 1 内接噛合遊星歯車機構 1 0 0 と第 2 内接噛合遊星歯車機構 2 0 0 の回転系の剛性に差異を設けている。即ち、第 1 内歯歯車 1 0 4 の外ピン 1 0 4 a に対して、ケーシング 3 1 2 側への力が加えられた場合には、リング状の溝 1 0 8 が形成されているため、該外ピン 1 0 4 a は、ケーシング 3 1 2 側へ撓むことができるのに対して、第 2 内歯歯車 2 0 4 の外ピン 2 0 4 a はケーシング 3 1 2 側への撓みが制限されている。更に、第 1 内歯歯車 2 0 2 を第 1 外歯歯車 1 0 2 よりも出力軸 3 0 6 側、即ち、該出力軸 3 0 6 に 2 外歯歯車 2 0 2 を配置することにより、第 1 内歯歯車 2 0 0 の剛性に差異を設けている。このように、各動力伝達機構の剛性に差異を設けているため、第 1 内接噛合遊星歯車機構 1 0 0 は全体的に伝達トルクに対する各部材の変形量が大きく（剛性が低く）、動力伝達性が低い（あるいは伝達容量が小さい）という特性を有するのに対して、第 2 内接噛合遊星歯車機構 2 0 0 は全体的に伝達トルクに対する各部材の変形量が小さく（剛性が高く）、動力伝達性が高い（あるいは伝達容量が大きい）という特性を有している。

更に、「バックラッシ」については、第 1 内接噛合遊星歯車機構 1 0 0 における偏心体 1 0 6 と滑り軸受 1 1 0 との隙間 S 1 1 、滑り軸受 1 1 0 と第 1 外歯歯車 1 0 2 との隙間 S 1 2 、内ピン 3 1 0 と内ローラ 3 0 8 との隙間 S 1 3 、内ローラ 3 1 0 と第 1 外歯歯車 1 0 2 との隙間 S 1 4 、第 1 外歯歯車 1 0 2 と第 1 内歯歯車 1 0 4 との隙間 S 1 5 は、第 2 内接噛合遊星歯車機構 2 0 0 における偏心体 2 0 6 ところ軸受 2 1 0 との隙間 S 2 1 、2 外歯歯車 2 0 2 との隙間 S 2 2 、内ピン 3 0 8 と内ローラ 3 1 0 ところ軸受 2 1 0 と第 2 外歯歯車 2 0 2 との隙間 S 2 3 、内ローラ 3 1 0 と第 2 外歯歯車 2 0 2 との隙間 S 2 4 、第 2 外歯歯車 2 0 0 の隙間 S 2 5 よりもそれぞれ小さく設計することにより、第 1 内歯歯車 2 0 4 との隙間 S 2 5 や第 2 内歯歯車 2 0 4 との隙間 S 2 5 よりもそれ小さく設計することにより、第 1 内接噛合遊星歯車機構 1 0 0 と第 2 内接噛合遊星歯車機構 2 0 0 のバックラッシ量に差異を設けている。このように、各動力伝達機構のバックラッシ量に差異を設けているため、

第 1 内接噛合遊星歯車機構 1 0 0 は、該入力軸 3 0 2 の動き（トルクの反転や変動）に対しても、又、出力軸 3 0 6 側からの逆転トルクに対しても反応が早いという特性を有する。又、出力軸 3 0 6 側からの逆転トルクに対しても反応が早いという特性を有する。第 2 内接噛合遊星歯車機構 2 0 0 は、当該バックラッシ量が大きく、入力軸 3 0 2 及び出力軸 3 0 6 の双方の動き（トルクの変動）に対して反応が遅いという特性を有する。

従って、動力伝達装置 3 0 0 は、回転抵抗が大きく、剛性が低く、且つ、バックラッシ量の小さい、セルフロック機能性重視の動力伝達機構である第 1 内接噛合遊星歯車機構 1 0 0 と、回転抵抗が小さく、剛性が高く、且つ、バックラッシ量の大きい、回転円滑性重視の動力伝達機構である第 2 内接噛合遊星歯車機構 2 0 0 とを並列に備えていることになる。その結果、動力伝達装置 3 0 0 の起動直後には、入力軸 3 0 2 に対するバックラッシ量の小さい第 1 内接噛合遊星歯車機構 1 0 0 が早く反応して主として動力の伝達を行なう。

が、該第1内接噛合遊星歯車機構100は第2内接噛合遊星歯車機構200に比べ剛性が低いため、作用するトルクが大きくなると反力を支えきれなくなり、より剛性の高い第2内接噛合遊星歯車機構200の方が主として動力の伝達を行なうことになる。第2内接噛合遊星歯車機構200は回転抵抗が小さいため、動力伝達装置300全体の回転効率の向上を図ることができる。

又、図示せぬ相手機械から出力軸306に対して逆方向の回転負荷が加えられた場合には、出力軸306に対するバックラッシ量の小さい第1内接噛合遊星歯車機構100が早く反応して主として逆方向への負荷を受けることになるが、該第1内接噛合遊星歯車機構100は回転抵抗が大きいため、動力伝達装置300は装置全体として高いセルフロック機能性を有する。出力軸306側から掛かるトルクは通常の運転時のトルクに較べれば小さいため、剛性の低い第1内接噛合遊星歯車機構100のみで十分反力を提供できる。

図4は、動力伝達装置300をモータ400と結合して一体化した駆動装置500を、走行台車の車輪600の駆動に適用した実施例を示した図である。

動力伝達装置300を備えた駆動装置500は高いセルフロック機能性を有し、停止中の走行台車の車輪600が走行面の傾斜や外力等によって回転し始めるのを確実に防止することができるため、走行台車の車輪600を止めておくブレーキ等の装置が不要で、低コスト化や小型化が可能である。しかも、通常の駆動時には高い回転円滑性を有するため、動力伝達装置300を駆動するモータ400の小型化や消費電力の削減が可能である。

図5は、本発明の他の実施形態の例に係る動力伝達装置1300の側断面図である。
20 機構1300は、入力軸1302と出力軸1306と、第1内接噛合遊星歯車機構1100と、第2内接噛合遊星歯車機構1200と、を備えている。該動力伝達装置1300は、入力軸1302から入力される動力を、前記第1、第2内接噛合遊星歯車機構1100、1200及び出力軸1306を介して図示せぬ相手機械に伝達が可能である。

25 前記入力軸1302は、軸受1330、1332によって回転自在に両持ち支持されており、軸心L1を中心回転可能である。

前記出力軸1306は、軸受1334、1336によって回転自在に支持されており、前記入力軸1302と同じ軸心L1を中心回転可能である。

又、これら入力軸1302及び出力軸1306の間には、動力伝達特性を相異ならせた30 第1内接噛合遊星歯車機構1100と第2内接噛合遊星歯車機構1200が動力伝達経路上、並列に配置されている。

図6、図7は、それぞれ第1内接噛合遊星歯車機構1100及び第2内接噛合遊星歯車機構1200を示した図であり、図6は図5中におけるVI-VI線に沿う断面図、図7は図5中におけるVII-VII線に沿う断面図である。

35 図5、図6に示すように、第1内接噛合遊星歯車機構1100は、僅少の歯数差を有す

る第1外歯歯車1102及び第1内歯歯車1104と、偏心体1106と、ころ軸受1110とを備えている。

該偏心体1106は、入力軸1302の軸心L1に対してe1だけ偏心した外周を有している。又、偏心体1106は、前記入力軸1302の軸受1330、1332間の外周に、後述する第2内接噛合遊星歯車機構1200の偏心体1206と所定位相差（この例では 180° ）をもって設けられている。

前記第1内歯歯車1104は、その本体部分（ケーシング1312）が後述する第2内歯歯車1204と共通である。第1内歯歯車1104の内歯は、ケーシング1312の内周側に複数形成された円筒状の外ピン1104aに外ローラ1104bが挿嵌した構造で、これら外ローラ1104bが実質的な第1内歯歯車1104の内歯を形成している。なお、この例では、外ローラ1104b（内歯）は12歯設けられている。

前記第1外歯歯車1102は、外周に滑らかなトロコイド歯形の外歯を有しており、前記第1内歯歯車1104の内側に偏心内接噛合回転自在に組み込まれている。なお、この例では、第1外歯歯車1102の外歯は11歯設けられており、第1内歯歯車1104と第1外歯歯車1102の歯数差は1枚差（=12（内歯）-11（外歯））に設定されている。

又、該第1外歯歯車1102は、該第1外歯歯車1102と偏心体1106の間に設けられたころ軸受1110を介して偏心体1106に嵌合され、該偏心体1106の回転に伴って揺動回転可能である。更に、第1外歯歯車1102には内ローラ孔1102aが複数個設けられ、内ピン1308及び内ローラ1310が、各ローラ孔1102aを貫通している。なお、図5に示すように該内ピン1308の一端1308aは、前記出力軸1306によって片持ち支持されている。

一方、図5、図7に示すように、第2内接噛合遊星歯車機構1200は、僅少の歯数差を有する第2外歯歯車1202及び第2内歯歯車1204と、偏心体1206と、ころ軸受1210とを備えている。

該偏心体1206は、入力軸1302の軸心L1に対してe2だけ偏心した外周を有している。又、偏心体1206は、前記入力軸1302の軸受1330、1332間の外周に前記第1内接噛合遊星歯車機構1100の偏心体1106と所定位相差をもって設けられている。

前記第2内歯歯車1204は、その本体部分（ケーシング1312）が前記第1内歯歯車1104と共通である。第2内歯歯車1204の内歯は、ケーシング1312の内周側に複数形成された外ピン1204aに外ローラ1204bが挿嵌した構造で、これら外ローラ1204bが実質的な第2内歯歯車1204の内歯を形成している。なお、この例では、外ローラ1204b（内歯）は24歯設けられている。

前記第2外歯歯車1202は、外周にトロコイド歯形の外歯を有しており、前記第2内

歯歯車1204の円筒状の外ローラ1204bの内側に偏心内接噛合回転自在に組み込まれている。なお、この例では、第1外歯歯車1202の外歯は22歯設けられており、第2内歯歯車1204と第2外歯歯車1202の歯数差は2枚差 (=24(内歯)-22(外歯))に設定されている。

5 又、該第2外歯歯車1202は、該第2外歯歯車1202と偏心体1206の間に設けられたころ軸受1210を介して偏心体1206に嵌合され、該偏心体1206の回転に伴って揺動回転可能である。更に、第2外歯歯車1202には内ローラ孔1202aが複数個設けられ、内ピン1308及び内ローラ1310が、各ローラ孔1202aを貫通している。

10 図5に示すように、内ピン1308及び内ローラ1310は、第1外歯歯車1102の各ローラ孔1102a及び第2外歯歯車1202の各ローラ孔1202aをそれぞれ貫通しており、第1外歯歯車1102及び第2外歯歯車1202の自転成分を該内ピン1308を介して前記出力軸1306に伝達可能である。なお、第2外歯歯車1202は第1外歯歯車1102よりも出力軸1306側、即ち、該出力軸1306に片持ち支持された内ピン1308の一端1308aに近い位置に配置されている。

15 又、第1内接噛合遊星歯車機構1100における偏心体1106ところ軸受1110との隙間S111、ころ軸受1110と第1外歯歯車1102との隙間S112、内ピン1308と内ローラ1310との隙間S113、内ローラ1310と第1外歯歯車1102との隙間S114、第1外歯歯車1102と第1内歯歯車1104との隙間S115は、20 第2内接噛合遊星歯車機構1200における偏心体1206ところ軸受1210との隙間S121、ころ軸受1210と第2外歯歯車1202との隙間S122、内ピン1308と内ローラ1310との隙間S123、内ローラ1310と第2外歯歯車1202との隙間S124、第2外歯歯車1202と第2内歯歯車1204との隙間S125よりもそれ25 ぞれ小さく設計されている ($S_{111} < S_{121}$, $S_{112} < S_{122}$, $S_{113} < S_{123}$, $S_{114} < S_{124}$, $S_{115} < S_{125}$)。なお、必ずしも全ての隙間の大小関係がこうである必要はない。

即ち、入力軸1302及び出力軸1306に対する第1内接噛合遊星歯車機構1100のバックラッシ量は、第2内接噛合遊星歯車機構1200のバックラッシ量よりも小さくなっている。

30 次に、動力伝達装置1300の作用について説明する。
入力軸1302が軸心L1を中心に回転すると、該入力軸1302の外周に設けられた偏心体1106、1206がそれぞれ回転する。該偏心体1106、1206の回転により、第1、第2外歯歯車1102、1202も入力軸1302の周りで揺動回転を行なうとするが、第1、第2内歯歯車1104、1204によってその自転が拘束されているため、第1、第2外歯歯車1102、1202は、第1、第2内歯歯車1104、1204

4に内接しながらほとんど揺動のみを行なうことになる。

この第1、第2外歯歯車の回転は、内ローラ孔1102a、1202a及び内ピン1308の隙間によってその揺動成分が吸収され、自転成分のみが出力軸1306を介して相手機械へと伝達される。

5 本発明の実施形態の例における動力伝達装置1300では、第1内接噛合遊星歯車機構1100の第1内歯歯車1104の歯数を12歯、第1外歯歯車1102の歯数を11歯に設定する（歯数差を1枚差にする）一方で、第2内接噛合遊星歯車機構1200の第2内歯歯車1204の歯数を24歯、第2外歯歯車1202の歯数を22歯に設定する（歯数差を2枚差にする）ことで、双方の内歯歯車及び外歯歯車の歯数に差異を持たせ、第1内接噛合遊星歯車機構1100と第2内接噛合遊星歯車機構1200の動力伝達特性に差異を設けている。即ち、第1、第2外歯歯車1102、1202の外歯の歯数がそれぞれ異なっており、且つそれぞれの第1、第2内歯歯車の1104、1204の内歯の歯数が、第1、第2系統が同一の変速比（1／11）を維持し得る歯数に設定されていることになる。

10 15 更に、第1内接噛合遊星歯車機構1100の第1外歯歯車1102の入力軸1302に対する偏心量をe1とする一方で、第2内接噛合遊星歯車機構1200の第2外歯歯車1202の入力軸1302に対する偏心量をe2とし、双方の外歯歯車の入力軸1302に対する偏心量に差異を持たせ、第1内接噛合遊星歯車機構1100と第2内接噛合遊星歯車機構1200の動力伝達特性に差異を設けている。

20 25 即ち、第1内接噛合遊星歯車機構1100は、第1内歯歯車1104と第1外歯歯車1102の歯数差を1枚差に設定しているため、第1外歯歯車1102の歯形は連続したトロコイド歯形となり、全周において第1内歯歯車1104と第1外歯歯車1102を接触させることができる。又、第1外歯歯車1102の偏心量e1を、第2外歯歯車1202の偏心量e2よりも小さく設定しているため、第1外歯歯車1102の歯形はなだらかな曲線となり、第1内歯歯車1104と第1外歯歯車1102との噛合いを極めて安定的なものとすることができます。

従って、第1内接噛合遊星歯車機構1100は、歯車の接触時間の増大等により、駆動時の騒音や振動を大幅に低減することが可能である。

又、第1内歯歯車1104及び第1外歯歯車1102の歯数を少なくしているため、第1内歯歯車1104と第1外歯歯車1102との噛合い本数が少なく、又、噛合いのピッチ円径が小さいことから、全体的に伝達トルクに対する各部材の変形量が大きい（剛性が低い）。

一方、第2内接噛合遊星歯車機構1200は、第2内歯歯車1204と第2外歯歯車1202の歯数差を2枚差に設定しているため、第2内歯歯車1204と第2外歯歯車1202との有効噛合本数が増える。従って、第1内接噛合遊星歯車機構1100に比べ、伝

達容量の増大が実現可能となると共に、全体的に伝達トルクに対する各部材の変形量が小さくなる（剛性が高くなる）。

なお、第2内接噛合遊星歯車機構1200の第2外歯歯車1202は、第1外歯歯車1102よりも出力軸1306側、即ち、該出力軸1306に片持ち支持された内ピン1308の一端1308aに近い位置に配置されているため、この点においても第2内接噛合遊星歯車機構1200は第1内接噛合遊星歯車機構1100よりも剛性が高くなっている。

又、動力伝達装置1300では、第1内接噛合遊星歯車機構1100における偏心体1106ところ軸受1110との隙間S111、ころ軸受1110と第1外歯歯車1102との隙間S112、内ピン1308と内ローラ1310との隙間S113、内ローラ1310と第1外歯歯車1102との隙間S114、第1外歯歯車1102と第1内歯歯車1104との隙間S115は、第2内接噛合遊星歯車機構1200における偏心体1206ところ軸受1210との隙間S121、ころ軸受1210と第2外歯歯車1202との隙間S122、内ピン1308と内ローラ1310との隙間S123、内ローラ1310と第2外歯歯車1202との隙間S124、第2外歯歯車1202と第2内歯歯車1204との隙間S125よりもそれぞれ小さく設計することにより、第1内接噛合遊星歯車機構1100と第2内接噛合遊星歯車機構1200のバックラッシ量に差異を設けている。

このように、第1、第2内接噛合遊星歯車機構1100、1200のバックラッシ量に差異を設けているため、第1内接噛合遊星歯車機構1100は、該入力軸1302の動き（トルクの反転や変動）に対しても、又、出力軸1306側からの逆転トルクに対しても反応が早いという特性を有するのに対して、第2内接噛合遊星歯車機構1200は、当該バックラッシ量が大きく、入力軸1302及び出力軸1306の双方の動きに対して反応が遅いという特性を有する。

従って、動力伝達装置1300は、剛性が低いが騒音や振動が少なく、バックラッシ量の小さい第1内接噛合遊星歯車機構1100と、回転効率及び剛性が高く（伝達容量が大きく）、バックラッシ量の大きい第2内接噛合遊星歯車機構1200とを動力伝達経路上に並列に備えていることになる。その結果、動力伝達装置1300の起動直後には、入力軸1302に対するバックラッシ量の小さい第1内接噛合遊星歯車機構1100が早く反応して動力の伝達を行う。その後、作用するトルクが大きくなり、動力の伝達に必要なトルクが出ない場合には、変形して第2内接噛合遊星歯車機構1200も働き始める。

作用するトルクが大きい加速時等の中・重負荷時においては、第2内接噛合遊星歯車機構1200も動力伝達を行うことになる結果、伝達容量の増大が可能である。しかも、第2内接噛合遊星歯車機構1200は、第1内接噛合遊星歯車機構1100に比べ回転効率が高いため、動力伝達装置1300全体の回転効率の向上を図ることができる。

一方、作用するトルクが小さい無・軽負荷時においては、第1内接噛合遊星歯車機構1

100が主として動力伝達を行うか、もしくは第2内接噛合遊星歯車機構1200は動かないため、低騒音、低振動での動力伝達が可能である。

上記実施形態の例においては、第2内接噛合遊星歯車機構1200の第2内歯歯車1204と第2外歯歯車1202の歯数差を2に設定したが、本発明はこれに限定されるものではない。

例えば、図8は、上記図5に対応する他の動力伝達装置1350の側断面図、図9及び図10は、それぞれ上記図6及び図7に対応する、IX-IX線に沿う断面図、及びX-X線に沿う断面図である。この動力伝達装置1350では、第1、第2内接噛合遊星歯車機構1150、1250の内歯歯車1154、1254のそれぞれの内歯が、各系統で同一数、同一径の外ピン1254aをベースとして構成され、このうち、一方の系統を構成する外ピン（便宜上符号1154aと付す）にのみ外ローラ1154bを配置している。これにより、第1内接噛合遊星歯車機構1150の内歯の歯数を当該外ローラ1154bの配置された外ピン1154aの数に設定し、第2内接噛合遊星歯車機構1250の内歯の歯数を（当該外ピン1154aを含む）全外ピン1254aの数に、それぞれ設定している。

即ち、図8～10に示す例では、第1内歯歯車1154と第1外歯歯車1152の歯数差が1枚差（=12（内歯）-11（外歯））に設定された第1内接噛合遊星歯車機構1150と、第2内歯歯車1254と第2外歯歯車1252の歯数差が3枚差（=36（内歯）-33（外歯））に設定された第2内接噛合遊星歯車機構1250とを、動力伝達系路上並列に備えた動力伝達装置1350としている。なお、ベースとなる外ピン1254a（或いは1154a）が両系統において共通であるため、部品点数（部品の種類の数）を削減できる。

このように、2つの内接噛合遊星歯車機構の歯数差の具現化方法については、上記実施形態の例に示したものに限定されず、一方の内接噛合遊星歯車機構の歯数差を1枚差にすると共に、他方の内接噛合遊星歯車機構の歯数差を2枚差以上としてもよく、一方を2枚差、他方を3枚差としてもよい。なお、2つの内接噛合遊星歯車機構のうち、剛性の低い方の歯数差を小さく設定することが好ましい。回転抵抗については、用途に応じてどちらをより小さくするかを決定すればよい。

又、前記動力伝達装置1300にモータ1400を連結・一体化し、図11に示すようなギヤドモータ1500とすれば、装置の小型化、省スペース化を実現しながら、同時に、伝達容量の増大、騒音や振動の低減等について被駆動装置から受ける負荷に応じた適切な制御が可能なギヤドモータ1500が提供可能となる。

また、上記実施形態の例においては、外歯歯車と内歯歯車との歯数差等によって第1、第2内接噛合遊星歯車機構1100、1200の動力伝達特性の差異を具現化したが、第1内接噛合遊星歯車機構1100の全部又は一部の材質と、第2内接噛合遊星歯車機構1200の全部又は一部の材質とにそれぞれ差異を持たせ、一方のヤング率を他方のヤング

率より小さくする（剛性を小さくする）ことにより前記第1、第2内接噛合遊星歯車機構1100、1200の動力伝達特性を相異ならせた動力伝達装置としても良い。

図12は、本発明の更に他の実施形態の例に係る動力伝達装置2300の側断面図である。

5 動力伝達装置2300は、入力軸2302と、出力軸2306と、内接噛合遊星歯車機構2100と、を備えている。該動力伝達装置2300は、入力軸2302から入力される動力を、前記内接噛合遊星歯車機構2100及び出力軸2306を介して図示せぬ相手機械に伝達が可能である。

前記入力軸2302は、軸受2330、2332によって回転自在に両持ち支持されており、軸心L1を中心に回転可能である。

10 前記出力軸2306は、軸受2334、2336によって回転自在に支持されており、前記入力軸2302と同じ軸心L1を中心に回転可能である。

又、これら入力軸2302及び出力軸2306の間には、内接噛合遊星歯車機構22100が配置されている。

15 図13は、図12中におけるXIII-XIII線に沿う断面図であり、内接噛合遊星歯車機構2100の断面を示したものである。

図12、図13に示すように、内接噛合遊星歯車機構2100は、内歯歯車2104と、この内歯歯車2104と僅少の歯数差を有する外歯歯車2102と、偏心体2106と、ころ軸受2110とを備えている。

20 該偏心体2106は、入力軸2302の軸心L1に対して偏心した外周を有しており、入力軸2302の軸受2330、2332間の外周に設けられている。

前記内歯歯車2104は、ケーシング2312の内周面に複数形成された円弧溝2312aに円筒状の外ピン2104aが嵌合した構造で、これら外ピン2104aが内歯を形成している。

25 前記外歯歯車2102は、外周にトロコイド歯形や円弧歯形等の外歯を有しており、前記内歯歯車2104の外ピン2104aと内接噛合している。又、該外歯歯車2102は、該外歯歯車2102と偏心体2106の間に設けられたころ軸受2110を介して偏心、外体2106に嵌合され、該偏心体2106の回転に伴って揺動回転可能である。更に、外歯歯車2102には第1内ピン孔2102aが複数個（この例では3個）、第2内ピン孔2102bが複数個（この例では6個）それぞれ形成され、キャリヤを構成する（同一径の）内ピン2308が第1内ローラ2152又は第2内ローラ2252を介して第1、第2内ピン孔2102a、2102bにそれぞれ遊嵌されている。

30 なお、図12に示すように、内ピン2308の一端2308aは、前記出力軸2306によって片持ち支持されており、該内ピン2308を介して外歯歯車2102の自転成分を出力軸2306に伝達可能である。

又、内ピン2308と第1内ピン孔2102aとの第1摺動部2150、及び内ピン2308と第2内ピン孔2102bとの第2摺動部2250には、摺動促進部材として第1内ローラ2152又は第2内ローラ2252が配置されている。なお、この例では、第1内ローラ2152は、3箇所の第1摺動部2150に、又、第2内ローラ2252は、6箇所の第2摺動部2250にそれぞれ配置されている。

該第1内ローラ2152は、内ピン2308に対して偏心した外周面2152aを持つ略円筒形状の部材からなり、該外周面2152aの全面において第1内ピン孔2102aと内接した状態で内ピン2308に挿嵌されている。又、該第1内ローラ2152は、第2内ローラ2252に比べ弾性係数の低い材料で製作されており、この例では、ポリアセタール等のエンジニアリングプラスチックが材料として用いられている。

一方、前記第2内ローラ2252は、自身の内周面2252aと外周面2252bとが同軸の略円筒形状の部材からなり、該外周面2252bの一部において第2内ピン孔2102bと内接した状態で内ピン2308に挿嵌されている。又、該第2内ローラ2252は、第1内ローラ2152に比べ弾性係数の高い材料で製作されており、この例では、軸受鋼が材料として用いられている。

この結果、この動力伝達装置2300は、一見一系統の動力伝達経路しか有していないように見えるものの、実は、入力軸2302→偏心体2106→外歯歯車2102→第1摺動部2150（第1内ピン孔2102a及び第1内ローラ2152）→内ピン2308→出力軸2306という第1の動力伝達経路と、入力軸2302→偏心体2106→外歯歯車2102→第2摺動部2250（第2内ピン孔2102b及び第2内ローラ2252）→内ピン2308→出力軸2306という第2の動力伝達経路を並列に備えている。

即ち、このこの動力伝達装置2300は、共通の入力軸2302、外歯歯車2102、内歯歯車2104、内ピン（キャリヤ）2308、出力軸2306を有し、該共通の外歯歯車2102に第1、第2内ピン孔2102a、2102bを一方の系統用と他方の系統用に2種類形成すると共に、摺動促進部材としての内ローラを一方の系統用（第1内ローラ2152）と他方の系統用（第2内ローラ2252）に2種類配置し、運転時に何れの内ローラ（第1内ローラ2152又は第2内ローラ2252）と内ピン孔（第1内ピン孔2102a又は第2内ピン孔2102b）が実質的な動力伝達状態を形成するかによって外歯歯車2102及び内ピン（キャリヤ）2308が一方の系統用として機能する場合と、他方の系統用として機能する場合が切り換わるように構成したものである（後述）。

第1摺動部2150における内ピン2308と第1内ローラ2152との隙間S211と、該第1内ローラ2152と内ピン孔2102aとの隙間S212は、第2摺動部2250における内ピン2308と第2内ローラ2252との隙間S221と、該第2内ローラ2252と内ピン孔2102aとの隙間S222よりもそれぞれ小さく設計されている（S211< S221, S212< S222）。なお、必ずしも全ての隙間の大小関係がこ

うである必要はない。

即ち、入力軸2302及び出力軸2306に対する第1摺動部2150のバックラッシュ量は、第2摺動部2250のバックラッシュ量よりも小さくなっている。

次に、動力伝達装置2300の作用について説明する。

5 入力軸2302が軸心L1を中心回転すると、該入力軸2302の外周に設けられた偏心体2106が回転する。該偏心体2106の回転により、外歯歯車2102も入力軸2302の周りで揺動回転を行おうとするが、内歯歯車2104によってその自転が拘束されているため、外歯歯車2102は、内歯歯車2104に内接しながらほとんど揺動のみを行うことになる。

10 この外歯歯車2102の回転は、第1、第2内ピン孔2102a、2102b、第1、第2内ローラ2152、2252及び内ピン2308によってその揺動成分が吸収され、自転成分のみが出力軸2306を介して相手機械へと伝達される。

この実施形態の例における動力伝達装置2300では、動力伝達装置2300に入力される動力を、第1、第2摺動部2150、2250の摺動様態に差異を持たせることによって動力伝達特性を相異ならせた動力伝達部を介して相手機械に伝達することが可能となり、組み合わせる動力伝達部の各々の特性によって、動力伝達装置2300全体の特性を変えることができる。

具体的には、前記動力伝達装置2300では、摺動促進部材として、内ピン2308に挿嵌され、且つ自身の外周面2152aの全面において前記第1内ピン孔2102aに内接可能な第1内ローラ2152と、内ピン2308に挿嵌され、自身の内周面2252aと外周面2252bとが同軸で、且つ該外周面2252bの一部において前記第2内ピン孔2102bに内接可能な第2内ローラ2252とを備えると共に、第1摺動部2150に第1内ローラ2152を、又、第2摺動部2250に第2内ローラ2252をそれぞれ配置することによって、該第1、第2摺動部2150、2250の摺動様態に差異を設けている。

即ち、第1摺動部2150の第1内ローラ2152は、自身の外周面2152aの全面において第1内ピン孔2102aと内接しているため、回転抵抗が大きく、動力の伝達効率が小さくなるものの、内歯歯車2104と外歯歯車2102の噛合位置が規制され、又、第1内ローラ2152と第1内ピン孔2102aの接触面積が大きく安定した摺動が可能であるため、駆動時の騒音や振動を大幅に低減することが可能である。一方、第2摺動部2250の第2内ローラ2252は、自身の外周面2252bの一部においてのみ第2内ピン孔2102bと内接しており、第2内ローラ2252と第2内ピン孔2102bの接触面積が小さいため、第1摺動部2150の第1内ローラ2152に比べ、回転抵抗が小さく（回転効率が高く）、伝達効率の増大が可能となる。

35 又、第1内ローラ2152は、第2内ローラ2252に比べ弹性係数の低い材料で製作

されており、第1内ローラ2152と第2内ローラ2252の材質を変えることによっても、第1、第2摺動部2150、2250の摺動態様に差異が設けられている。

5 このように第1内ローラ2152と第2内ローラ2252の材質に差異を設けているため、弾性係数の低い第1内ローラ2152が配置された第1摺動部2150は、全体的に伝達トルクに対する変形量が大きい（剛性が低い）のに対して、弾性係数の高い第2内ローラ2252が配置された第2摺動部2250は、全体的に伝達トルクに対する変形量が小さい（剛性が高い）。

10 更に、第1摺動部2150における内ピン2308と第1内ローラ2152との隙間S211と、該第1内ローラ2152と内ピン孔2102aとの隙間S212を、第2摺動部2250における内ピン2308と第2内ローラ252との隙間S221と、該第2内ローラ2252と内ピン孔2102aとの隙間S222よりもそれぞれ小さく設計することによって、第1摺動部2150と第2摺動部2250のバックラッシ量に差異を設けている。

15 このように第1、第2摺動部2150、2250のバックラッシ量に差異を設けているため、第1摺動部2150は、入力軸2302の動き（トルクの反転や変動）に対しても、又、出力軸2306側からの逆転トルクに対しても反応が早いという特性を有するのに對して、第2摺動部2250は、当該バックラッシ量が大きく、入力軸2302及び出力軸2306の双方の動き（トルクの変動）に対して第1摺動部2150よりも反応が遅いという特性を有する。

20 つまり、動力伝達装置2300は、摺動抵抗が大きく、剛性が低く、バックラッシ量の小さい第1摺動部2150と、この第1摺動部2150より摺動抵抗が小さく、剛性が高く、伝達効率が大きく、バックラッシ量の大きい第2摺動部2250という動力伝達特性を相異ならせた2つの動力伝達部を動力伝達経路上に並列に備えていることになる。即ち、動力伝達装置2300に入力される動力は、起動当初は、入力軸2302→偏心体2106→外歯歯車2102→第1摺動部2150→内ピン2308→出力軸2306という第1の動力伝達経路を介して相手機械に動力が伝達され、その後は、更に入力軸2302→偏心体2106→外歯歯車2102→第2摺動部2250→内ピン2308→出力軸2306という第2の動力伝達経路を含めて相手機械に伝達される。

25 より具体的に説明すると、まず動力伝達装置2300の起動直後には、入力軸2302に対するバックラッシ量の小さい第1摺動部2150が早く反応するため、主として第1の動力伝達経路によって動力の伝達が行われる。そして、作用するトルクが未だ小さい起動直後、及び定常運転となって再び軽負荷となったときにおいては、この第1摺動部2150を経由する第1の動力伝達経路が動力伝達を行う。これにより、低騒音、低振動での動力伝達が可能である。

30 35 そして、該第1摺動部2150の剛性と前記第2摺動部2250の剛性の差を大きく設

定して場合には、第1摺動部2150は、起動後、作用するトルクが立ち上がって来た時や、加速時、中・重負荷時においては、その反力を支えきれなくなる。即ち、このような状態では、より剛性の高い第2摺動部2250を経由する第2の動力伝達経路の方が主として動力の伝達を行うことになる。この結果、伝達容量の増大が可能である。しかも、第2摺動部2250は、第1摺動部2100に比べ回転効率が高い（摺動抵抗が小さい）ため、動力伝達装置2300全体の回転効率の向上を図ることができ、熱負荷も軽減できる

一方、前記第1摺動部2150の剛性と前記第2摺動部2250の剛性の差を比較的小さく設定した場合には、加速時、中・重負荷時においても第1摺動部2150を経由する第1の動力伝達経路が主として動力の伝達を行う。

上記実施形態の例においては、9箇所の摺動部の内3箇所を第1摺動部2150、残りの6箇所を第2摺動部2250で構成し、第2摺動部2250の特性である回転効率の向上等を重視した設計としたが、本発明はこれに限定されるものではない。

即ち、図14の(A)～(D)に示すように、第1及び第2摺動部（この例では8箇所）に配置する第1、第2内ローラ2152、2252の割合を変えることによって、使用用途に応じた様々な態様の設計が可能となる。なお、これら第1、第2内ローラ2152、2252の内径は同一寸法に設計されており、複数の内ピン2308に対して第1、第2内ローラ2152、2252を選択的に挿脱可能であるため、使用用途に応じた設計変更が容易となっている。

例えば、図14の(A)、(B)に示すように、第1内ローラ2152に対して、第2内ローラ2252をより多く配置することによって、第2摺動部2250の有する特性を重視した設計とすれば、中・重負荷時における更なる伝達効率の増大が可能であり、動力伝達装置を駆動するモータ等の小型化や消費電力の削減等が可能となる。

又、図14の(D)に示すように、複数の内ピン2308全てに第1内ローラ2152のみを挿嵌することによって、動力伝達特性を相異ならせた動力伝達部の一方、即ち、第1摺動部2150のみを介して動力伝達を可能とし、第1摺動部2150の有する特性を重視した設計とすれば、無・軽負荷時における低騒音、低振動での動力伝達が可能であると共に、摺動抵抗が大きくなるため、動力伝達装置にセルフロック機能（逆転防止機能）を持たせることが可能となる。

更に、図14の(C)に示すように、第1内ローラ2152及び第2内ローラ2252を同数（この例では各4個）配置することによって、第1、第2摺動部2150、2250双方の有する特性をそれぞれ重視した設計とすれば、高いセルフロック機能を有しながら、同時に、内ピン2308全てに第1内ローラ2152を挿嵌した図14の(D)の場合と比べ、装置全体の伝達効率の増大、回転効率の向上を図ることが可能となる。例えば、このような摺動部を有する動力伝達装置2400は、図15に示すような走行台車の車

輪2700の駆動に適用することができる。

動力伝達装置2400にモータ2500を連結・一体化した駆動装置2600は、高いセルフロック機能性を有するため、走行台車の車輪2700が逆方向へ回転するのを防止することができ、走行台車の車輪2700を止めておくブレーキ等の装置が不要で、低コスト化や小型化が可能である。

なお、本発明では、具体的にどのようにして内ピン2308と内ピン孔2102aの摺動部の摺動態様に差異を持たせるかについては特に限定されず、種々の方法が採用できる。従って、例えば、第1及び第2摺動部の摺動態様の差異を、該第1及び第2摺動部に摺動促進部材(内ローラ)を配置するか否かの区別によって具現してもよい。

又、上記実施形態においては、内ピン2308に挿嵌され、且つ自身の外周面2152aの全面において内ピン孔2102aに内接可能な第1内ローラ2152と、前記内ピン2308に挿嵌され、自身の内周面2252aと外周面2252bとが同軸で、且つ該外周面2252bの一部において前記内ピン孔2102aに内接可能な第2内ローラ2252によって第1、第2摺動部2150、2250の差異を具現したが、本発明はこれに限定されるものではない。従って、第1及び第2摺動部に摺動促進部材を配置する場合には、該摺動促進部材の種類を変えることによって第1及び第2摺動部の摺動態様の差異を具現したものであればよく、例えば、摺動部の摺動態様の差異を、該摺動部において現に摺動している素材同士の摩擦係数を変えることによって具現してもよい。

上記実施形態においては、第1内ローラ2152の材料としてポリアセタール等のエンジニアリングプラスチックを適用する一方で、第2内ローラ2252の材料として軸受鋼を適用したが、本発明はこれに限定されるものではなく、例えば、第1内ローラ2152にアルミ等の材料を適用してもよい。

図16は、本発明の更に他の実施形態の例に係る動力伝達装置3300を適用したギヤドモータ3500の部分側断面図である。

このギヤドモータ3500は、モータ3400(一部のみ図示)と、該モータ3400に連結・一体化された動力伝達装置3300とを備えている。

該動力伝達装置3300は、入力軸(モータ3400のモータ軸)3302と、出力軸3306と、内接噛合遊星歯車機構3100と、を備えている。この動力伝達装置3300は、モータ3400から入力される動力を、前記内接噛合遊星歯車機構3100及び出力軸3306を介して、相手機械(図示略)に伝達が可能である。

前記入力軸3302は、軸受3330、3332によって回転自在に両持ち支持されており、軸心L1を中心に回転可能である。

前記出力軸3306は、軸受3334、3336によって回転自在に支持されており、前記入力軸3302と同じ軸心L1を中心に回転可能である。

又、これら入力軸3302及び出力軸3306の間には、内接噛合遊星歯車機構310

0が配置されている。

図17は、図16中におけるXVII-XVII線に沿う断面図であり、内接噛合遊星歯車機構3100の断面を示したものである。

図16、図17に示すように、内接噛合遊星歯車機構3100は、外歯歯車3102と
5 この外歯歯車3102と僅少の歯数差を有する内歯歯車3104と、偏心体3106と
、ころ軸受3110とを備えている。

該偏心体3106は、入力軸3302の軸心L1に対して偏心した外周を有しており、
入力軸3302の軸受3330、3332間の外周に設けられている。

前記内歯歯車3104は、図18に拡大して示すように、その本体であるケーシング3
10 312の内周面に複数形成された円弧溝3312aに第1の外ピン（以下、単に第1外ピン
と称す。）3104a及び第2の外ピン（以下、単に第2外ピンと称す。）3104b
15 がそれぞれ嵌合した構造になっている。即ち、これら2種の第1、第2外ピン3104a
、3104bがそれぞれ内歯歯車3104の複数の内歯を形成している。なお、この例で
は、第1、第2外ピン3104a、3104bは、各18個ずつ、内歯歯車3104の内
周面に交互に配置されている。

該第1外ピン3104aは、中空部3104a1を有する略円筒形状の部材からなり、
該第1外ピン3104aの外径は、前記円弧溝3312aの内径と略同一寸法である。又
、該第1外ピン3104aは、後述する第2外ピン3104bに比べ弾性係数の低い材料
で製作されており、この例では、ポリアセタール等のエンジニアリングプラスチックが材
20 料として用いられている。

一方、前記第2外ピン3104bは、略円柱形状の部材からなり、該第2外ピン310
4bの外径は、前記第1外ピン3104aよりもやや小径、すなわち前記円弧溝3312
aの内径よりもやや小径に設計されている。又、該第2外ピン3104bは、第1外ピン
3104aに比べ弾性係数の高い材料で製作されており、この例では、軸受鋼が材料とし
25 て用いられている。

この結果、これら第1、2外ピン3104a、3104bと後述する外歯歯車3102
との隙間S301、S302、及び該第1、2外ピン3104a、3104bと外歯歯車
3102との接触面積A1、A2にはそれぞれ差異が持たされている。具体的には、剛性
30 小の第1外ピン3104aと外歯歯車3102との隙間S301は、第1外ピン3104
aより剛性大の第2外ピン3104bと外歯歯車3102との隙間S302よりも小さく
なっている。又、剛性小の第1外ピン3104aと外歯歯車3102との接触面積A1は
、剛性大の第2外ピン3104bと外歯歯車3102との接触面積A2よりも大きくなっ
ている。なお、図18に図示する隙間S301、S302及び接触面積A1、A2は、説
明の都度上、誇張して示されており、実際の寸法とは異なるものである。

35 図16、図17に戻って、前記外歯歯車3102は、外周にトロコイド歯形や円弧歯形

等の外歯を有しており、前記内歯歯車3104の第1、第2外ピン3104a、3104bとそれぞれ内接噛合している。又、該外歯歯車3102は、該外歯歯車3102と偏心体3106の間に設けられたころ軸受3110を介して偏心体3106に嵌合され、該偏心体3106の回転に伴って揺動回転可能である。更に、外歯歯車3102には内ローラ孔3102aが複数個設けられ、内ピン3308及び内ローラ3310が、各ローラ孔3102aに挿嵌されている。なお、図16に示すように、内ピン3308の一端3308aは、前記出力軸3306によって片持ち支持されており、該内ピン3308を介して外歯歯車3102の自転成分を出力軸3306に伝達可能である。

このように、動力伝達装置3300は、一見一系統の動力伝達経路しか有していないよう見えるものの、実は、入力軸3302→偏心体3106→第1外ピン3104aによって動力伝達特性が規定される外歯歯車3102→内ピン3308→出力軸3306という第1の動力伝達経路（以下、単に第1動力伝達経路と称す。）と、入力軸3302→偏心体3106→第2外ピン3104bによって動力伝達特性が規定される外歯歯車3102→内ピン3308→出力軸3306という第2の動力伝達経路（以下、単に第2動力伝達経路と称す。）を並列に備えている。即ち、この動力伝達装置3300は、共通の入力軸3302、外歯歯車3102、内歯歯車3104の本体（ケーシング3312）、キャリヤを構成する内ピン3308、出力軸3306を有し、前記共通の内歯歯車本体の内歯を一方の系統用（第1外ピン3104a）と他方の系統用（第2外ピン3104b）に2種類配置し、運転時に何れの内歯（第1外ピン3104a又は第2外ピン3104b）と外歯歯車3102が実質的な動力伝達状態を形成するかによって内歯歯車3104及び外歯歯車3102が一方の系統用として機能する場合と、他方の系統用として機能する場合が切り換わるように構成したものである（後述）。

次に、動力伝達装置3300の作用について説明する。

モータ3400に通電すると、入力軸3302が軸心L1を中心に回転し、該入力軸3302の外周に設けられた偏心体3106が回転する。該偏心体3106の回転により、外歯歯車3102も入力軸3302の周りで揺動回転を行おうとするが、第1、第2外ピン3104a、3104bからなる内歯歯車3104によってその自転が拘束されているため、外歯歯車3102は、内歯歯車3104に内接しながらほとんど揺動のみを行うことになる。

この外歯歯車3102の回転は、内ピン孔3102a及び内ピン3308によってその揺動成分が吸収され、自転成分のみが出力軸3306を介して相手機械へと伝達される。

本発明の実施形態の例における動力伝達装置3300では、動力伝達装置3300に入力される動力を、前記内歯歯車3104と前記外歯歯車3102との噛合様に差異を持たせることによって動力伝達特性を相異ならせた動力伝達系路（第1、第2動力伝達経路）を介して相手機械に伝達することが可能となる。従って、組み合わせる第1、第2動力

伝達系路の各々の特性によって、動力伝達装置3300全体の特性を変えることができる

具体的には、動力伝達装置3300においては、第1、第2外ピン3104a、3104bと外歯歯車3102との接触面積A1、A2にそれぞれ差異を持たせることによって、内歯歯車3104と外歯歯車3102との噛合様に差異を設けている。

即ち、第1外ピン3104aと外歯歯車3102との接触面積A1を、第2外ピン3104bと外歯歯車3102との接触面積A2よりも大きくしているため、第1外ピン3104aと外歯歯車3102とは安定した噛合が可能であり、駆動時、特に軽負荷時における低騒音化、低振動化の実現が比較的容易である。一方、第2外ピン3104bと外歯歯車3102との接触面積A2は、第1外ピン3104aと外歯歯車3102との接触面積A1よりも小さいため、外歯歯車3102の回転抵抗が小さく（回転効率が高く）、伝達容量の増大が可能となる。

又、第1外ピン3104aは、第2外ピン3104bに比べ弾性係数の低い材料で製作されており、第1、第2外ピン3104a、3104bの材質を相異ならせることによつても、内歯歯車3104と外歯歯車3102との噛合様に差異が設けられている。更に、第1外ピン3104aは、中空部3104a1を有する略円筒形状の部材であるのに対して、前記第2外ピン3104bは、略円柱形状の部材であり、第1、第2外ピン3104a、3104bの形状を相異ならせることによっても、内歯歯車3104と外歯歯車3102との噛合様に差異が設けられている。

このように第1、第2外ピン3104a、3104bの材質及び形状に差異を設けていけるため、弾性係数が低く、略円筒形の形状を有する第1外ピン3104aは、全体的に伝達トルクに対する変形量が大きい（剛性が低く、撓み易い）のに対して、弾性係数が高く、略円柱形状の形状を有する第2外ピン3104bは、全体的に伝達トルクに対する変形量が小さい（剛性が高く、撓み難い）。

更に、第1外ピン3104aと外歯歯車3102との隙間S301を、第2外ピン3104bと外歯歯車3102との隙間S302よりも小さく設計することによっても、内歯歯車3104と外歯歯車3102との噛合様に差異が設けられている。

このように第1、第2外ピン3104a、3104bと外歯歯車3102との隙間S301、S302に差異を設けているため、外歯歯車3102との隙間S301が小さい第1外ピン3104aは、外歯歯車3102の動きに対する反応、ひいては入力軸3302や出力軸3306の動きに対する反応が早いという特性を有する。一方、外歯歯車3102との隙間S302が大きい第2外ピン3104bは、入力軸3302及び出力軸3306の双方の動きに対して反応が遅いという特性を有する。

つまり、動力伝達装置3300は、騒音や振動が少なく、剛性が低く（伝達容量が小さく）、トルク変動に対して反応が早い第1動力伝達経路と、回転抵抗が小さく（効率が高

く）、剛性が高く（伝達容量が大きく）、トルク変動に対して反応が遅い第2動力伝達経路という動力伝達特性を相異ならせた2つの動力伝達経路を、同一の動力伝達装置330路内に並列に備えていることになる。従って、動力伝達装置3300に入力される動力は、起動当初は、入力軸3302→偏心体3106→第1外ピン3104aによって動力伝達特性が規定される外歯歯車3102→内ピン3308→出力軸3306という第1動力伝達経路を介して相手機械に動力が伝達され、その後は、入力軸3302→偏心体3106→第2外ピン3104bによって動力伝達特性が規定される外歯歯車3102→内ピン3308→出力軸3306という第2動力伝達経路を介して相手機械に伝達される。

より具体的に説明すると、まず動力伝達装置3300の起動直後には、トルク変動（入力軸3302の動き）に対して反応が早い第1動力伝達経路がいち早く反応するため、主として第1動力伝達経路によって動力の伝達が行われる。そして、作用するトルクが未だ小さい起動直後、及び定常運転となって再び軽負荷となったときにおいては、この第1動力伝達経路が動力伝達を行う。これにより、低騒音、低振動での動力伝達が可能である。

一方、第1動力伝達経路における第1外ピン3104aは、第2動力伝達経路における第2外ピン3104bに比べ剛性が低いため、起動後、作用するトルクが立ち上がって来た時や、加速時、中・重負荷時においては、その反力を支えきれなくなり、第1動力伝達経路は動力伝達をしなくなる。即ち、このような状態では、より剛性の高い第2動力伝達経路の方が主として動力の伝達を行うことになり、伝達容量の確保が可能である。しかも、第2動力伝達経路は、第1動力伝達経路に比べ回転効率が高い（回転抵抗が小さい）ため、動力伝達装置300全体の回転効率の向上を図ることができ、熱負荷も軽減できる。

上記実施形態においては、第1、第2外ピン3104a、3104bの剛性、第1、第2外ピン3104a、3104bと外歯歯車3102との隙間、第1、第2外ピン3104a、3104bと外歯歯車3102との接触面積、の全てに差異を持たせ、それぞれの相乗効果によって効果の増大を実現したが、本発明はこれに限定されるものではない。

従って、例えば、第1、第2外ピン3104a、3104bと外歯歯車3102との隙間S301、S302のみに差異を持たせることによって、内歯歯車3104と外歯歯車3102との噛合態様の差異を具現してもよい。

この場合、軽負荷時には、隙間S301の小さい（バックラッシ量の小さい）第1動力伝達経路が最初に立ち上がる；その後、トルクが立ち上がってくると、第1外ピン3104aにかかる負荷（反力）が増大し、第1外ピン3104aが反力を支えきれず大きく変形する；そして、隙間S302の大きい（バックラッシ量の大きい）第2動力伝達経路も動第2外ピン3104bが外歯歯車3102と接触するようになり、第2動力伝達経路も動力伝達を行う；というような構成とする。このような構成により、中・高負荷時には、第1動力伝達経路の第1外ピン3104a及び第2動力伝達経路の第2外ピン3104b双方によってトルク伝達を行うため、伝達容量の確保が可能となり、その一方で、低バック

ラッシを実現できる。又、第2外ピン3104bは隙間S302が狭く設定されているわけではないので、特に軽負荷時の回転の円滑性、低騒音性も実現できる。

なお、同様に、図19に示されるように、例えば、第1、第2外ピン3154a、3154bの材料のみを変える構成でも良い。更に、第1、第2外ピン3154a、3154bの剛性のみ、あるいは第1、第2外ピン3154a、3154bと外歯歯車3102との接触面積のみに差異を持たせることによって、内歯歯車3104と外歯歯車3102との噛合様式の差異を具現してもよい。又、表面粗さ等の更に他の要素によって噛合様式の差異を具現してもよい。

本発明は、ほかにも様々なバリエーションが考えられる。

10 例えれば、上記実施形態においては、並列に備えられる動力伝達機構として、第1、第2の2系統のみ内接噛合遊星歯車機構が示されていたが、本発明はこれに限定されず、3系統以上の内接噛合遊星歯車機構を備えていてもよい。但し、そのうち少なくとも2系統はその動力伝達特性に差異が持たされてなければならない。

15 また、第1内接噛合遊星歯車機構と第2内接噛合遊星歯車機構とで相異ならせる動力伝達特性の要素は、回転抵抗、剛性及びバックラッシの3つの要素に限定されるものではない。即ち、相異ならせられる動力伝達特性の要素は、各々の動力伝達機構における回転系の回転抵抗、剛性、バックラッシのうちの1つまたは2つのみであってもよく、更には、動力伝達特性の差異を具現する他の要素であってもよい。

20 例えれば、用途によってバックラッシの低減については重要視されるが、セルフロック機能についてはそれ程重要視されないような場合は、一方の動力伝達機構についてはできる限りバックラッシを低減し、且つそのことによって運転の円滑性が阻害されないように剛性を低くしておき、他方の動力伝達機構については、動力伝達の円滑性と運動効率の向上を意図してバックラッシを大きく、且つ剛性の高い特性としてもよい。この場合、どちらの機構も回転抵抗については同一でよく、可能な範囲で低減しておく。

25 このように設計すると、起動直後は一方の動力伝達機構がバックラッシほぼ零で直ちに反応し、作用するトルクが上昇するにつれ、より剛性の高い他方の動力伝達機構に動力伝達の主役を移行させることができる。一方の動力伝達機構は、運動中適宜に変形できるので、バックラッシがほぼ零の状態で組付けられていても、回転円滑性を阻害しない。

動力伝達特性に差異を持たせるための具体的な構造も、上記例示に限定されない。

30 対応する部材あるいは部分（例えば一方の系統の外歯歯車と他方の系統の外歯歯車）に何らかの差異を持たせる場合、例えば、対応する摺動部の摺動様式に差異を持たせる場合であっても、上記例に見られるように摺動促進部材の種類を変えるほか、摺動促進部材の有無（摺動部に摺動促進部材を配置するか否か）によって差異を持たせても良い。各系統の起振体（偏心体）と外歯歯車との間に摺動促進部材としての軸受を配置するか否か、各系統の内ピンの外周に摺動促進部材としての内ローラを配置するか否か、各系統の外ピン

の外周に摺動促進部材としての外ローラを配置するか否か、などの構成がこれに当たる。そのほか各系統の摺動部に摺動促進部材としてのコーティング材を備えるか否かなどの構成もこれに当たる。

なお、摺動促進部材の種類の差異には摺動促進部材の材質の差異も含まれる。

5 差異を持たせる具体的な摺動部も、該起振体と外歯歯車との間の摺動部、内ピン孔と内ピンとの間の摺動部、円弧溝と外ピンとの間の摺動部に限定されない。

10 動力伝達特性に差異を持たせるために、外歯歯車の外歯と内歯歯車の内歯との噛合様に差異を持たせるようとする場合であっても、上記例に限定されない。例えば、外ピンの形を各系統で変えても動力伝達特性に差異を持たせることができる。

15 各部材の材質も上記例示に限定されるものではなく、例えば、剛性の低い側の素材にプラスチックやアルミ等の材料を適用してもよい。

更に、外ピンや内ピンの本数や配置等も上記例示に限定されるものではない。

20 本発明に係る動力伝達装置の減速機構は、僅少の歯数差を有する外歯歯車及び内歯歯車を備えた、内接噛合遊星歯車機構であればよく、上記実施形態における内接噛合遊星歯車機構に限定されるものではない。従って、例えば、歯車等で入力軸（中心軸）と平行する軸に入力回転が振り分けられるようにし、その軸に偏心体（起振体）を設けることによつて、外歯歯車が中心軸に対して偏心回転するようにした、いわゆる振り分けタイプの内接噛合遊星歯車機構等を適用してもよい。

25 更には、可撓性のある外歯歯車が半径方向内側に配置された楕円形の波動発生器（起振体）によって撓まされながら内歯歯車と噛合する撓み噛み合い式の内接噛合機構であっても同様に適用でき、同様の効果を得ることができる。

【産業上の利用可能性】

25 本発明は、特に相反する特性を運転状況に応じて合理的に得ることができるために、あらゆる産業機械や民政用機械の動力伝達装置に適用できる。

【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 運転状況に応じて相反する要求を合理的且つ効果的に両立させることができる動力伝達装置を得る。

5 【解決手段】 動力伝達装置の動力伝達機構として、僅少の歯数差の外歯及び内歯を有する外歯歯車及び内歯歯車を有する内接噛合遊星歯車機構を複数系統備え、且つこのうち少なくとも2系統の内接噛合遊星歯車機構が、動力伝達経路上で並列に配置されると共にそれぞれの動力伝達特性が互いに異なるように設計される。

【選択図】 図1